№ 5. Warszawa, 25 maja 1933 r. Rok XI.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI OD 18 DO 20 i ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. KAZIMIERZ SZAWŁOWSKI.

CIEPŁO W SILNIKACH DIESEL'A WEDŁUG OBLICZEŃ I WYKRESÓW ENTROPIJNYCH (TS).

Obliczenia przebiegów cieplnych w silnikach Diesel'a opierają się na głównych równaniach termodynamiki:

$$p \, . \, V = G. \, R. \, T.$$

$$Q = U + A. \, L.$$

które oznaczają zasadę gazów Gay-Lussac-Boyle'a oraz pierwszą zasadę cieplną.

Równania te wymagają równowagi termodynamicznej medjum, to zn. chwilowe prężności i temperatury muszą obejmować całą zawartość cylindra przy niezmieniającym się ładunku.

Należałoby zastanowić się, o ile przebiegi cieplne w silniku Diesel'a spełniają ten warunek równowagi.

Wiemy, że szybkość wyrównywania się prężności w cylindrze jest duża i równa się szybkości głosu. Ta szybkość w porównaniu z szybkością tłoka daje nam gwarancję, że prężności w każdej chwili są wszędzie jednakowe. Również wiemy, że ciepło w medjum ulega wymianie nietylko przez przewodnictwo i promieniowanie, lecz przedewszystkiem przez konwekcję wskutek wirów w cylindrze. Konwekcja powoduje szybkie wyrównywanie się temperatur nawet w okresie spalania.

Ładunek cylindra w czasie wtrysku paliwa ulega zmianom. Ta zmiana zwłaszcza dla typów klasycznych jest znaczniejszą, gdyż wraz z paliwem przedostaje się powietrze wstrzykowe i musimy wobec tego uwzględniać wynikające z tego powodu poprawki. Zmiana ładunku dla silników bezsprężarkowych jest mała i w obliczeniach nie bierzemy jej pod uwagę.

Spalanie wymaga czasu, gdyż zanim paliwo przejdzie w spaliny, ulega wyparowaniu, skomplikowanym procesom chemicznym i wymieszaniu się z tlenem w powietrzu[1]).

[1]) Alt w pracy „Flüssige Brennstoffe und ihre Verbrennung in der Dieselmaschine" V. D. I. z 1923 r. str. 686 podaje, iż dla zapalenia wtryśniętej dawki oleju, wyparowanie niema znaczenia.

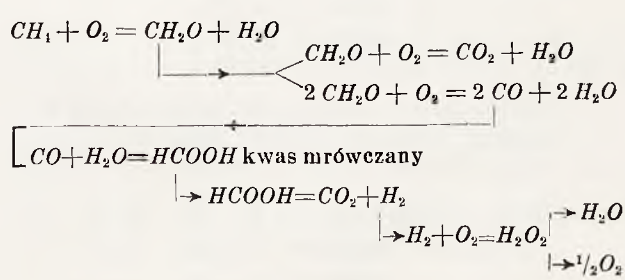
Neumann matematycznie zbadał sprawę wyparowania wtryśniętej dawki i udowodnił, że wyparowanie odbywa się w bardzo krótkim czasie, który odpowiada przewlekłości zapalenia.

Nowe badania wykazują, iż ten czas jest jeszcze krótszy, gdyż należy od niego odliczyć czas, jaki odpowiada przewlekłości samego wtrysku (ściśliwość paliwa płynnego, rozszerzalność przewodu tłoczącego) zwłaszcza dla silników bezsprężarkowych. Faktyczny czas wyparowania wynosi normalnie $^1/_{300}$ do $^1/_{400}$ sekundy, co odpowiada wyparowaniu 0,1% objętości kropelki oleju z rozpylania.

Należy zaznaczyć, iż ta sprawa obecnie jest tematem badań naukowych (Wollers, Ehmcke, Tausz, Schulte i inni).

Samo spalanie dawki paliwa w silniku Diesel'a jest do dziś dnia nierozwiązane. Wiadomo tylko, iż dla oleju gazowego zachodzą bardzo skomplikowane związki alifatyczne węglowodorów, przyczem w pierwszej linji występuje metan i etylen. Mechanizm spalania tych węglowodorów jest zawiły.

Dla metanu n. p.:



Dla etylenu mechanizm spalania jest o jeden człon mniejszy.

Wraz ze zmianą ciężarów drobinowych w okresie spalania zmienia się stała gazowa oraz ciepło właściwe i jeżeli uwzględnimy jeszcze, iż ciepło właściwe zmienia się w zależności od temperatury, oraz, że bezwodnik węglowy i para wodna w wyższych temperaturach ulegają dysocjacji, to zdamy sobie sprawę, z jakiemi trudnościami połączone jest ścisłe obliczenie.

Zjawisko dysocjacji możemy pominąć, gdyż dysocjujące gazy są rozcieńczone gazami dwuatomowemi i pozostają pod ciśnieniem 40 — 50 *atn.* Dysocjacja występuje wyraźnie dopiero w temperaturach powyżej 2000^0 *abs*, którą możemy uważać za górną w silnikach spalinowych; wysokie ciśnienie zmniejsza stopień dysocjacji.

Aby dać obraz obliczenia temperatur i ciepła, przebiegu w bezsprężarkowym silniku Diesel'a, przytoczę sposób, który prof. Kurt Neumann z Hannoveru zastosował dla silnika klasycznego. Sposób ten opiera się na danych z analizy spalin i indykowania.

Obliczenie.

Rachunkowe ujęcie przebiegu cieplnego wymaga znajomości nietylko części paliwa biorących udział w spalaniu, ale również składu chemicznego spalin, który w każdej chwili ulega zmianom. Prof Neumann dla analizy spalin użył specjalnego zaworu na silniku, który zezwalał na pobieranie próbek w rozmaitych pozycjach tłoka w cylindrze, mierzonych na kole korby. Obszerne sprawozdanie z tego badania ogłoszone są w pracy *Forschungsarbeit* Nr. 245 i w czasopiśmie *V. D. I.* z 1921 r. str. 801.

Dla okresu sprężania, jak również zasysania i wydechu obliczenia są proste, gdyż w tym czasie medjum praktycznie nie zmienia się; dla okresu spalania sprawa jest skomplikowana.

Przytoczę obliczenie przy zastosowaniu rachunku molowego.

Z analizy elementarnej paliwa otrzymujemy zawartość:

węgla	$= C\,\%$
wodoru	$= H$ „
tlenu	$= O$ „
azotu	$= N$ „
wilgoci hygroskopijnej	$= w$ „.

Z kalorymetrji znamy wartość opałową W_d.

Analizy próbek spalin branych z różnych objętości cylindra wykazują zawartości:

bezwodnika węglowego	$= k_1,$	$k_2,$	$k_3,$	.	%
tlenku węgla	$= k'_1,$	$k'_2,$	$k'_3,$	.	„
tlenu	$= o_1,$	$o_2,$	$o_3,$	.	„
azotu	$= n_1,$	$n_2,$	$n_3,$	.	„
wodoru	$= h_1,$	$h_2,$	$h_3,$	.	„

Dla zmierzonej ilości paliwa na silnik godzinę B *kg*, obliczamy potrzebną ilość powietrza $L\ m^3$/godz.

Przyjmijmy, iż w chwili pomiarowej (czas ξ) z 1 *kg* węgla w oleju spaliło się tylko φ na bezwodnik węglowy, a $(1-\varphi)$ na tlenek węgla, zaś z 1 *kg* wodoru Ψ na wodę a $(1-\Psi)$ pozostało niespalone, to uwzględniając objętość molową 22,41 m^3 (0°C, 760 *mm Hg*), ilość wilgotnych spalin wyrazimy:

$$M+\left(\frac{H}{2}\Psi+\frac{w}{18}\right)[H_2O]=x\left\{\frac{C}{12}\varphi\,[CO_2]+\right.$$

$$+\frac{C}{12}(1-\varphi)\,[CO]+\frac{H}{2}(1-\Psi)\,[H_2]+$$

$$\left(\frac{H}{2}\Psi+\frac{w}{18}\right)[H_2O]+$$

$$+\left(\frac{O}{32}-\frac{C}{12}\varphi-\frac{C}{24}(1-\varphi)-\frac{H}{4}\Psi\right)[O_2]+$$

$$\left.+\frac{N}{28{,}08}[N_2]\right\}+\frac{L}{22{,}41\,B}=M^1$$

M oznacza ilość moli suchych spalin, zaś x część paliwa spalonego w ξ.

W suchych spalinach mamy:

$$M\,.\,k=x\,\frac{C}{12}\,\varphi\quad .\ .\quad CO_2$$

$$M\,.\,k^1=x\,\frac{C}{12}\,(1-\varphi)\quad CO$$

$$M\,.\,h=x\,\frac{H}{2}\,(1-\Psi)\quad H_2O$$

Z równań obliczamy niewiadome M, x, φ, Ψ,

$$\frac{k}{k^1}=\frac{\varphi}{1-\varphi}\qquad\varphi=\frac{k}{k+k^1}$$

$$1-\Psi=\frac{C}{6\,H}\cdot\frac{h}{k+k^1}\qquad\Psi=1-\frac{C}{6\,H}\cdot\frac{h}{k+k^1}$$

oraz po podstawieniu wartości za M, φ, Ψ, z ilości wilgotnych spalin obliczamy x:

$$\frac{C}{12}\,x\,.\,\frac{k}{k+k^1}+\frac{C}{12}\,x\left(1-\frac{k}{k+k^1}\right)+$$

$$+\frac{H}{2}\,x\,.\left(1-1+\frac{C}{6\,H}\cdot\frac{h}{k+k^1}\right)-$$

$$-\frac{C}{12}x\cdot\frac{k}{k+k^1}-\frac{C}{24}x\left(1-\frac{k}{k+k^1}\right)-$$

$$-\frac{H}{4}x\left(1-\frac{C}{6\,H}\cdot\frac{h}{k+k^1}\right)+x\left(\frac{O}{32}+\frac{N}{28{,}08}\right)+$$

$$+\frac{L}{22{,}41\,.\,B}=\frac{C}{12}x\,\frac{1}{k+k^1}$$

po uproszczeniu

$$x=\frac{\dfrac{L}{22{,}41\,.\,B}}{\dfrac{1}{4}\left|\dfrac{C(2+3h-k^1)}{6\,(k+k^1)}+H-\dfrac{O}{8}-\dfrac{4\,N}{28{,}08}\right|}$$

Pod koniec wydechu pozostają jeszcze w przestrzeni kompresyjnej cylindra spaliny, które zwiększają ładunek. Musimy uwzględnić przeto poprawkę, wyrażając ją w molach na podstawie danych z pomiaru:

p_w = ciśnienie resztek spalin w kg/m^2
T_s = temperatura absolutna w °C (zmierzona termoelementem)
V_c = objętość kompresyjna w m^3
n = obroty na minutę (silnik czterosuwowy).

$$\frac{p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{848\,.\,B\,.\,T_s}$$

a zawartość bezwodnika węglowego w tych resztkach:

$$\frac{\dfrac{C}{12}\cdot p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{\left(\dfrac{L}{22{,}41\,.\,B}-\dfrac{H}{4}\right)848\,.\,B\,.\,T_s}$$

Wobec tego zawartość bezwodnika węglowego w spalinach

$$k\left|\frac{L}{22{,}41\,B}+\frac{H}{4}x+\frac{p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{848\,.\,B\,.\,T_s}\right|$$

oraz

$$\frac{C}{12}x+\frac{\dfrac{C}{12}\cdot p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{\left(\dfrac{L}{22{,}41\,.\,B}-\dfrac{H}{4}\right).\,848\,.\,B\,.\,T_s}$$

Równania te są oczywiście sobie równe i z nich możemy obliczyć zawartość bezwodnika węglowego z analizy:

$$k=\frac{\dfrac{C}{12}x+\dfrac{\dfrac{C}{12}\cdot p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{\left(\dfrac{L}{22{,}41\,.\,B}-\dfrac{H}{4}\right)848\,.\,B\,.\,T_s}}{\dfrac{L}{22{,}41\,.\,B}+\dfrac{H}{4}x+\dfrac{p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{848\,.\,B\,.\,T_s}}$$

oraz x w czasie ξ

$$x=\frac{\left[\dfrac{L}{22{,}41}+\dfrac{p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{848\,.\,T_s}\right]k-}{B\left(\dfrac{C}{12}-\dfrac{H}{4}k\right)}$$

$$-\frac{\dfrac{\dfrac{C}{12}\cdot p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{\left(\dfrac{L}{22{,}41\,.\,B}-\dfrac{H}{4}\right)848\,T_s}}{B\left(\dfrac{C}{12}-\dfrac{H}{4}k\right)}$$

Do obliczenia temperatur podczas spalania stosujemy równanie gazów:

$$p\,V=848\,.\,T\,.\,M''$$

przyczem oznaczają:

p = chwilową prężność w kg/m^2 z wykresu indykatora
V = objętość cylindra w m^3/godz. (V_c+V^1)
T = chwilową temperaturę °/*abs*
M'' = ilość moli mokrych spalin wywiązanych z B *kg* paliwa na godz. z uwzględnieniem resztem w przestrzeni kompresyjnej cylindra.

$$M''=\left[M+\left(\frac{H}{2}\Psi+\frac{w}{18}\right)+\frac{p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{848\,.\,B\,.\,T_s}\right]B=$$

$$=B\left\{\frac{C}{12}x\,\varphi+\frac{C}{12}x(1-\varphi)+\frac{H}{2}x\,(1-\Psi)+\right.$$

$$+\left(\frac{H}{2}\Psi+\frac{w}{18}\right)x-\left[\frac{C}{12}\varphi+\frac{C}{24}(1-\varphi)+\right.$$

$$\left.\left.+\frac{H}{4}\Psi-\frac{O}{32}\right]x+\frac{N}{28{,}08}x\right\}+\frac{L}{22{,}41}+$$

$$+\frac{p_w\,.\,30\,.\,n\,.\,V_c}{848\,.\,T_s}=\frac{G}{m^1}$$

G jest ciężarem ładunku w kg/godz.,
m^1 pozornym ciężarem drobinowym mokrych spalin.

W praktycznych badaniach cieplnych możemy poczynić pewne uproszczenia. Wiemy bowiem, iż analiza elementarna paliwa (oleju gazowego) wykazuje małe ilości tlenu, azotu i wilgoci hygroskopijnej. Również z analizy spalin chwilowo wywiązanych z paliwa możemy przyjąć;

$$\varphi = 1 \quad \Psi = 1$$

gdyż tlenek węgla i wodór występują w znikomych ilościach wskutek konwekcji i wysokich temperatur. Prof. Neumann w analizach próbek branych w okresie spalania nie uwzględnia tlenku węgla i wodoru[1]).

Pod koniec rozprężania może $\varphi < 1$ (przewlekłe spalanie).

Jeżeli więc założymy:

$$O = 0$$
$$N = 0$$
$$w = 0$$
$$\varphi = 1$$
$$\Psi = 1$$

to ilość moli mokrych spalin wyrazimy:

$$M'' = B\left[\frac{H}{4}x + \frac{L}{22{,}41 \, . \, B} + \frac{p_w \, . \, 30 \, . \, n \, . \, V_c}{848 \, . \, B \, . \, T_s}\right]$$

Chwilowa temperatura spalin w objętości V:

$$T = \frac{p \, . \, 30 \, . \, n \; (V_c + V^1)}{848\, B\left[\frac{H}{4}x + \frac{L}{22{,}41 \, . \, B} + \frac{p_w . 30 . n . V_c}{848 . B . T_s}\right]} \; {}^0abs.$$

Dla określenia ilości ciepła w objętości V (czas ξ) korzystamy z równania pierwszej zasady termodynamicznej:

$$Q = U + A \, . \, L_t = m\, C_v\, T + $$
$$+ A \, . \, m \, . \, R \int_{v_c}^{v} \frac{Tdv}{v} \; cal/mol$$

$m\, C_v$ zależy od chwilowego składu oraz temperatury spalin

$$A\; m\; R = \frac{848}{427} = 1.985$$

Rysunkowe przedstawienie zmian temperatury i ciepła podaje prof. M. Meyer z Delft, w czasopiśmie „V. D. I.“ z 1921 r. str. 1235-1237.

Dla sprężarkowego silnika należy uwzględnić zmianę ładunku cylindra wskutek powietrznego wtrysku. Do ilości praktycznej powietrza $L\; m^3$/godz. należy w każdej chwili wtrysku doliczyć część powietrza wstrzykowego $L^1 = \mu \, . \, L_w\; m^3$/godz.

Jeżeli znamy wykres podniesienia iglicy zaworu paliwowego, możemy obliczyć z wymiarów szczeliny jaką tworzy iglica w gnieździe zaworu, chwilowy przekrój wylotowy f rozpylacza.

Oznacza p_r — prężność powietrza wstrzykowego w *ata*.

p — chwilową prężność w cylindrze dla objętości V w *ata*.

0,455 — spółczynnik wypływu z dyszy rozpylacza (powietrze i olej gazowy)

---

[1]) Z pracy Prof. Neumanna:
Olej gazowy: $Wd = 10180$ *kal/kg*. $C = 84{,}49\%$ $H = 13{,}89\%$.
Analiza spalin:

α^0 korby	$k = CO_2$	$O = O_2$
3,5	0,006	0,201
21	0,026	0,174
39	0,058	0,130
59	0,067	0,119
74	0,082	0,097
92	0,084	0,095
110	0,077	0,105
127	0,084	0,095
145	0,077	0,105
—	0,073	0,110
wydech:	0;078	0,105

Dla: $D = 320$ *mm*

$S = 480$ „

$U = 216$ *obr/min*

$\varepsilon = 13{,}1$

$L_w = 7{,}95\; m^3/godz\; (15{,}^0 1\; ata)$

$$x = \frac{10{,}287 \, . \, k - 0{,}0274}{0{,}752 + 0{,}37 \, . \, k}$$

$$T_\xi = \frac{0{,}295\left(0{,}0827 + \frac{V^1}{V}\right)p}{9{,}96 + 0{,}371\, x + 0{,}327 \, . \, \mu} \; {}^0abs$$

1,4— spółczynnik rozprężania powietrza

to ciężar powietrza wypływającego przez przekrój $f\ m^2$ w czasie „z“ oznaczymy:

$$G_{pz} = 6976{,}7 \,.\, f.z \frac{p}{\sqrt{T_p}} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_r}\right) \cdot \left(\frac{p_r}{p}\right)^{0{,}286}} \quad kg/\text{godz}$$

a z tego chwilowe objętości:

$$L^1 = \mu \,.\, L_w = \frac{22{,}41}{29{,}3} \,.\, G_{pz} \quad m^3/\text{godz}$$

Oznacza „z“ czas otwarcia iglicy (na godzinę),

T_p temperaturę *abs* powietrza wstrzykowego.

Dla $z = o$ i $z = z_o$ oznaczamy początek i koniec otwarcia zaworu paliwowego.

$$\mu = \frac{L^1}{L_w}$$

części powietrza wstrzykowego w czasie „z“.

Temperatura dla silnika sprężarkowego:

$$T = \frac{p \,.\, 30 \,.\, n \,.\, (V_c + V^1)}{848 \,.\, B \left[\frac{H}{4} x + \frac{L + L^1}{22{,}41 \,.\, B} + \frac{p_w \,.\, 30 \,.\, n \,.\, V_c}{848 \,.\, B \,.\, T_s}\right]} \; {}^0abs$$

Przytoczone wzory ogólne obliczenia temperatur i ciepła przebiegów w silniku Diesel'a oparte są na znajomości medjum i to tak pod względem chemicznym jak też fizycznym. Obliczenia są na ogół skomplikowane i wymagają skomplikowanego przygotowania silnika do pomiarów. Wyniki są jednakowoż dostatecznie dokładne.

Znacznie ułatwiamy sobie badanie zawiłych problemów cieplnych silnika Diesel'a przez wprowadzenie do obliczeń entropji — czynnika ciepła Clausiusa (prof. dr. h. c. T. Fiedler, Teorja maszyn i urządzeń cieplnych, część I).

W wykresach entropijnych (*TS*) ciepło przedstawia się przejrzyście jako powierzchnia; o zmianach ciepła możemy wobec tego sądzić ze zmian powierzchni (*TS*).

(d. c. n.)

Inż. Z. KLĘBOWSKI.

ROZWAŻANIA NAD OBLICZENIEM DENKA ZE ŚRODKOWĄ CZĘŚCIĄ SFERYCZNĄ, PRZECHODZĄCĄ ZAPOMOCĄ ZAOKRĄGLENIA W STOŻKOWY KOŁNIERZ.

W niniejszym referacie rozpatrujemy denka wytłoczone, lub lane stałej grubości o kształcie powierzchni obrotowej, pokazanej na rys. 1 przechodzącej w sztywny, względnie usztywniony kołnierz stożkowy.

W jednym z poprzednich artykułów autora[1]) podano dla denek talerzowych następujący wzór oznaczony tam Nr. 7.

$$\frac{p}{6.s}\left(2{,}21 \,.\, h + \frac{D^2}{3h + s}\right) \cdot \left\{1 + 0{,}05 \frac{s}{r} \cdot \left[\frac{1{,}5 \,.\, D^2}{(h + 0{,}2 \,.\, s)^2} + 2{,}5\right]\right\} < k \quad (1)$$

Wzór ten może być stosowany dla denek talerzowych od bardzo wypukłych do najbardziej płaskich,

$$\left(\text{od } \frac{h}{D} = \frac{1}{2} \text{ do } \frac{h}{D} = 0\right).$$

Dla denek talerzowych niezbyt płaskich, a mianowicie charakteryzowanych stosunkiem $\frac{h}{D}$ w granicach od

$$\frac{h}{D} = \frac{1}{2} \text{ do } \frac{h}{D} = \frac{1}{16}$$

zamiast wzoru (1) można używać wzór prostszy, dający dla tych denek te same wyniki, a mianowicie:

$$\frac{p\,R}{2\,s} \cdot \left\{1 + 0{,}05 \frac{s}{r} \cdot \left[\frac{1{,}5 \,.\, D^2}{h^2} + 2{,}5\right]\right\} < k \quad (2)$$

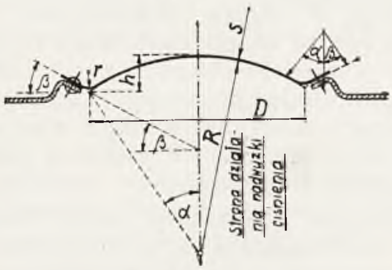
gdzie

$$\left(R = \frac{h}{2} + \frac{D^2}{8h} \text{ lub } h = R - \sqrt{R^2 - \frac{D^2}{4}} \text{ i } D = 2\sqrt{2Rh - h^2}\right)$$

[1]) Uogólniony wzór dla denka talerzowego *Technika Cieplna* 1933, str. 37.

W obu wzorach (1) i (2) wymiary wyrażono w *cm* a dopuszczalne naprężenie k w *kg/cm²*.

Określając dla denka talerzowego naprężenie zginające[1]), przyjmowano je jako proporcjonalne do $\frac{\triangle \alpha}{\alpha}$, czyli odwrotnie pro-



Rys. 1

porcjonalne do długości łuku kąta α, co niewątpliwie zachodzi ściśle przy bardzo małych odkształceniach i dostatecznie dużym stosunku $\frac{r}{s}$. To też jeżeli zamiast denka talerzowego mamy denko o ogólniejszym kształtowaniu, jak wskazuje rys. 1, to obliczone uprzednio naprężenie zginające, należy pomnożyć przez spółczynnik $z = \frac{\alpha}{\alpha + \beta}$, w którym kąty α i β wzięte są z rysunku 1.

Wobec powyższego zgodnie z wzorem (1) i (2) otrzymaliśmy:

$$\frac{p}{6 \, . \, s}\left(2{,}21 \, . \, h + \frac{D}{3h + s}\right) \cdot$$

$$\left\{1 + 0{,}05 \, . \, z \, \frac{s}{r} \cdot \left[\frac{1{,}5 \, . \, D^2}{(h + 0{,}2 \, . \, s)^2} + 2{,}5\right]\right\} \leq k \quad (3)$$

oraz

$$\frac{pR}{2s} \cdot \left\{1 + 0{,}05 \, . \, z \, . \, \frac{s}{r} \cdot \left[\frac{1{,}5 \, . \, D^2}{h^2} + 2{,}5\right]\right\} \leq k \quad (4)$$

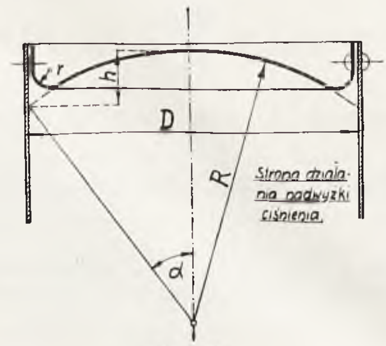
gdzie

$$z = \frac{\alpha}{\alpha + \beta}, \ \sin \alpha = \frac{D}{2R}$$

Wzór (4) przeznacza się dla denek o stosunku $\frac{h}{D}$ w granicach od $^1/_2$ do $^1/_{16}$ (względnie do $^1/_{20}$) dla bardzo płaskich den wzór ten zastępujemy wzorem (3).

Denko z rys. 1 w porównaniu z denkiem talerzowem, może być więc cieńsze, czego na pierwszy rzut oka nie wyczuwamy, odnosząc wrażenie przeciwne. Należy jednak pamiętać, iż porównywamy denka obydwu typów o jednakowych wymiarach, kształtowania, a więc i o jednakowych promieniach „r“. Złudzenie polega na tem, iż warunki konstrukcyjne wymagają aby w denkach rys. 1 używać mniejszych promieni zaokrąglenia „r“ w porównaniu z odpowiedniemi denkami talerzowemi.

Szczególnym przypadkiem denek typu rys. 1, mającym zastosowanie w budowie naczyń pod ciśnieniem, jest denko o kształcie pokazanym na rys. 3.



Rys. 2

UWAGI: Tak byłoby niewątpliwie, a wzory (3) i (4) możnaby używać do obliczeń denek rys. 1 i 2, gdyby wszystkie zastrzeżenia jakie przy wyprowadzeniu wzorów (1) i (2) były czynione, mogłyby być w tym przypadku również uwzględnione.

Już z samej istoty definicji konstrukcji omawianego denka wynika jednak, iż zastrzeżenie podkreślane przy denkach talerzowych odnośnie nieodkształcalności obrzeża denka, zatraca tutaj nieco sens, któryśmy mu tam przypisywali. Tam nazywaliśmy obrzeżem okręg koła znajdującego się w bardzo bliskim sąsiedztwie z okręgiem odgraniczającym powierzchnię sferyczną od zaokrąglenia.

Tutaj odległość części sferycznej od zamocowania jest znaczna i liczyć się trzeba również ze zjawiskiem zginania łuku zaokrąglenia w miejscu zamocowania momentem pochodzącym od napięcia panującego w miejscu przejścia od części sferycznej do zaokrąglenia (rys. 2).

Tam też zamiast zginania o którem niżej będzie mowa, rozpatrywaliśmy ścinanie, które dzięki specjalnemu rozkładowi w wymiarze grubości ścianki nie weszło do wzoru obliczeniowego.

Tam więc braliśmy pod uwagę jedynie zginane w łuku zaokrąglenia pochodzące od odkształcenia (zmniejszenia promienia R) części sferycznej.

Omawiana siła zginająca (rys. 2), którą obecnie chcemy uwzględnić, przypadająca na jednostkę obwodu w przybliżeniu równą jest.

$$P = \frac{\frac{pR}{2} \, . \, \pi \, . \, D_1}{\pi \, D_2} = \sim \frac{pR}{2} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (5)$$

---

[1]) *Technika Cieplna* 1932 r., str. 123, wzór 17.

Ponieważ D_1 jest nieco mniejsze, a D_2 nieco większe od D, to takie obliczenie P jest ostrożne w porównaniu ze ścisłem.

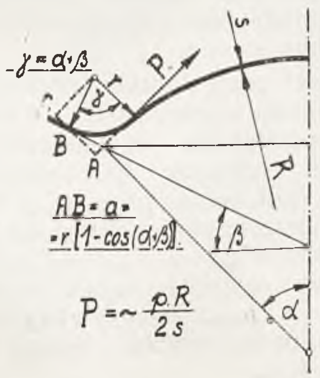
Moment m odnośnej pary sił zginającej— jak łatwo zauważyć (rys. 2) równy jest, $m = P, a$. Ponieważ jednak $a = AC - BC = r - r \sin(90 - \gamma) = r - r \cos\gamma = r \,.\, [1 - \cos(\alpha + \beta)]$ to ostatecznie

$$m = \frac{pR}{2} r (1 - \cos\gamma) \quad . \; . \; . \quad (6)$$

a odpowiednie naprężenie będzie:

$$\delta_1''' = n \frac{6m}{s^2} = \frac{pR}{2} \,.\, n \frac{6 \,.\, r}{s^2} (1 - \cos\gamma)$$

Spółczynnik n uwzględnia tę okoliczność, iż siła (5) i moment (6) działają tylko w pierwszej chwili powstania bardzo jeszcze małego ciśnienia p. W miarę tego jednak jak denko zdradza tendencję do odkształcenia się pod



Rys. 3

wpływem działania tego momentu, wówczas na krawędziach pomyślanego wycinka denka, zaczynają działać odpowiednie reakcje (ściskające) równoważące siłę P, a więc i moment m. To też o ile należy uwzględniać moment (6), to tylko nieznaczną jego część przyjmując bardzo mały ułamkowy spółczynnik n.

Wobec powyższego wzory (1) i (2) po tem uzupełnieniu przedstawiłyby się:

$$\frac{p}{6.s}\left(2{,}21 \,.\, h + \frac{D^2}{3h + s}\right) \cdot$$

$$\left\{1 + 0{,}05.z. \frac{s}{r}\left[\frac{1{,}5 \,.\, D^2}{(h + 0{,}2.s)^2} + 2{,}5\right] + \right.$$

$$\left. + n \frac{6 \,.\, r}{s} (1 - \cos\gamma)\right\} \leqslant k \quad . \; . \quad (7)$$

$$\frac{pR}{2s}\left\{1 + 0{,}5 \,.\, z \,.\, \frac{s}{r}\left|\frac{1{,}5 \,.\, D^2}{h^2} + 2{,}5\right| + \right.$$

$$\left. + n \frac{6 \,.\, r}{s} (1 - \cos\gamma)\right\} \leqslant k \quad . \quad (8)$$

Z denek typu rys. 1 praktyczne znaczenie mają te denka, dla których $\beta = 90^0$ (rys. 3).

W tym przypadku $\cos\gamma = \cos(\alpha + \beta) = \cos(90 + \alpha) = -\sin\alpha$ a wielkość $1 - \cos\gamma = 1 + \sin\alpha$.

W znormalizowanych denkach typu rys. 3[1]) w miarę tego jak D wzrasta od 350 mm do 3000 mm. $\frac{h}{D}$ (przy naszem oznaczeniu h według rysunku 3) zmienia się do $\frac{1}{5} = 0{,}2$ do $\frac{1}{18} = 0{,}0556$, a $\frac{r}{D}$ zmienia się do $\frac{1}{10} = 0{,}1$ do $\frac{1}{40} = 0{,}25$, wobec czego R zmienia się od 255 mm do 6985, $\sin\alpha$ od $\frac{350}{2.225} = 0{,}686$ do $\frac{3000}{2.6985} = 0{,}22$, sam kąt α — od $43{,}3^0$ do $12{,}6^0$. Wobec powyższego z zmienia się od $z = \frac{43{,}3}{133{,}3} = 0{,}325$ do $z = \frac{12{,}6}{102{,}6} = 0{,}123$.

Wielkość: $r(1 + \sin\alpha)$ zmienia się od $0{,}1686\ D$ przy $D = 35$ cm do $0{,}0305\ D$ przy $D = 300$ cm, czyli od $5{,}9 \sim 6$, do $9{,}15 \sim 9$.

Liczby te wskazują nam, iż w całej rozpiętości używanych denek w praktyce dodatkowy składnik δ_1''' ogólnego naprężenia waha się od $6 \,.\, n \frac{pR}{2s}$ do $9 \,.\, n \frac{pR}{2s}$, a więc w granicach dość wąskich.

Dla tych samych granic denek z zmienia się jak powiedziano wyżej od $z = 0{,}325$ do $z = 0{,}123$.

Opuszczając δ_1''' a zwiększając odpowiednio spółczynnik z możnaby do pewnego stopnia skompensować, omyłki upraszczając wzór. Należałoby jednak znać wartość spółczynnika n.

Dla pierwszego przybliżenia, proponuje się opuszczenie w obliczeniu wyrazu $n \,.\, \frac{6 \,.\, r}{s} \,.\, (1 + \sin\alpha)$, czyli poprzestanie na wzorze (4) względnie (3). We wzorach tych dla denka o kołnierzu podniesionym (rys. 2) $z = \frac{\alpha^0}{\alpha^0 + 90^0}$;

---

[1]) Tablica 26 na str. 43. G. Hönnicke. Handbuch zum Dampffass — und Apparatenbau.

Inż. E. Wolniewicz i Inż. A. E. Sierzputowski.

O NOWYM SPOSOBIE REGULOWANIA OBROTÓW SILNIKA.

Wymagania techniki nowoczesnej, zwłaszcza techniki oświetlenia elektrycznego i prądów zmiennych stawiane jednostajności biegu silnika są bardzo wysokie. W związku z tem regulatory odśrodkowe budowane są dzisiaj albo jako astatyczne w dużych instalacjach silnikowych albo przy bezpośredniem działaniu jako pseudoastatyczne, jako najlepiej czyniące zadość tym wysokim wymaganiom. Regulator pseudoastatyczny bowiem posiada charakter stały t. zn. każdemu ω odpowiada określone położenie mas wirujących i mufy, co pozwala na dokonywanie nim regulacji bezpośredniej, a z drugiej strony przez bliskość swą do charakteru astazji można go robić stosunkowo czułym, tak, by już przy małych odchyleniach od normalnej ilości obrotów mógł reagować.

Regulator pseudoastatyczny z natury swej posiada zgóry określony obszar w którym mogą się wahać obroty maszyny przy zmianie jej obciążenia, bowiem każdorazowe obciążenie wymaga odpowiedniego położenia stawidła, co jest związane z odpowiedniem położeniem mufy, a z tem znowu ilość obrotów. Wielkość tych wahań jest charakterystyczną dla danego regulatora i nazywa się stopniem niejednostajności regulatora

$$\delta = \frac{\omega \max - \omega \min}{\omega \text{ średnie}} \quad . \ . \ . \quad (1)$$

Im większe jest δ tem mniej dokładnie pracuje regulator, im mniejsze δ tem bliższy jest astazji i regulator staje się bardziej czuły. δ zależy także od wielkości koła zamachowego i założonej zmiany obciążenia. Przy dużych zmianach obciążenia trzeba dawać dość duże δ jeśli się chce mieć spokojną regulację.

Wielkość δ zależy od rodzaju silnika, i tak: dla silników Diesel'a $\delta = 4\%$, dla generatorów elektrycznych prądu stałego $\delta = 4\%$, dla generatorów prądu trójfazowego $\delta = 2\%$, dla innych maszyn δ może być większe od 4% jednakże zawsze mniejsze niż 8%.

Zbyt nisko z wartością δ przy regulatorach bezpośredniego działania iść nie możemy, gdyż wtedy regulacja staje się zbyt gwałtowna, regulator przerzuca. Z konieczności więc δ w tych regulatorach musi być dość duże.

Zmiana obrotów maszyny powoduje przesunięcie mufy regulatora i w związku z tem działanie jej na stawidło maszyny w kierunku przywrócenia jej pierwotnej liczby obrotów. Przesunięcie to jednak wymaga pewnej siły na pokonanie oporu tarcia własnego i oporu stawidła. Dopiero gdy ta siła zostanie przekroczoną mufa może się przesunąć. Wielkość tej siły $P = P_w + P_r$, (gdzie P_w opór tarcia własnego regulatora, P_r opór tarcia stawidła), i osiąga się ją przez przyrost liczby obrotów masy wirującej. Charakterystyką tych oporów jest t. zw. stopień nieczułości regulatora

$$\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega}, \quad . \ . \ . \ . \quad (2)$$

gdzie ω — chwilowa szybkość kątowa, ω_2 i ω_1 — szybkości kątowe przy których dopiero następuje przesunięcie regulatora w jedną lub drugą stronę.

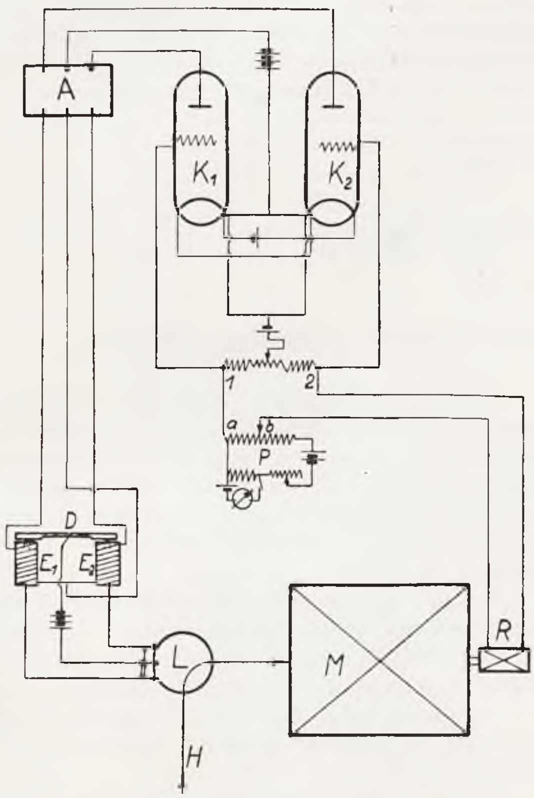
ε nawet przy dobrem wykonaniu i smarowaniu może wynosić 0,06. Nieczułość regulatora powiększa niejednostajność jego, gdyż jeśli regulator nieobciążony osiąga najwyższe położenie przy n_{max} obrotów, to w stanie obciążonym osiągnie on to położenie dopiero przy $n'_{max} = n_{max} + \frac{1}{2}\,\varepsilon\,.\,n_{max}$. Położenie dolne osiągnie regulator przy $n'_{min} = n_{min} - \frac{1}{2}\,\varepsilon\,.\,n_{min}$. Rzeczywisty więc stopień niejednostajności będzie większy i jest równy $i = \delta + \varepsilon$.

Czułość regulatora powinna być oczywiście jaknajwiększa, by mógł on i małe wahania obrotów szybko wyrównywać. Jednakże przy dużej czułości powodują one częste i szybkie drgania regulatora, które sprowadza za sobą szybkie jego zużycie. Dlatego regulatory odśrodkowe bezpośredniego działania nie mogą być robione zbyt czułe.

Znacznie bardziej czułym jest regulator astatyczny. Jak już wyżej powiedzieliśmy nadaje się on tylko do regulacji pośredniej. Używa się go do regulacji dużych silników (turbiny parowe, wodne) gdzie do przestawiania organów sterowniczych potrzeba dużych sił, które osiągnąć regulatorem bezpośrednim jest bardzo trudno. Regulator astatyczny będący w równowadze tylko przy jednem ω działa w ten sposób, że mała zmiana szybkości powoduje wychylenie regulatora do skrajnego położenia, wskutek czego zamyka się obwód elektryczny, w którym znajduje się mechanizm sterujący położenie stawidła. Regulator ten jest znacznie czulszy od bezpośredniego, pokonywa bowiem tylko pracę tarcia własnego i zamykania obwodów elek-

trycznych, i nawet przy dużych silnikach może być względnie małych rozmiarów.

Odpowiadającym ideą regulatorom astatycznym, usuwającym jednakże wszelką bezwładność i możliwość zatarcia się jest nowy typ regulatora konstrukcji autorów pokazany na poniższym schemacie. Oparty on jest na zasadzie kompensacji elektrycznej, a sposób jego działania jest następujący.



Rys. 1. Schemat regulatora obrotów.

Od wału maszyny *M*, w której obroty podlegają regulacji, napędzana jest maleńka prądniczka *R*, a siła elektromotoryczna, wytworzona przez nią jest kompensowana w obwodzie *O* przez siłę elektromotoryczną potencjometru *P*.

Gdy wał maszyny obraca się z pewną stałą szybkością kątową ω, wówczas napięcie na zaciskach prądniczki i potencjometru wzajemnie się kompensują i różnica potencjałów pomiędzy punktami 1 i 2 równa jest zeru.

Jeśli obroty maszyny *M* wzrosną, wówczas siła elektromotoryczna prądniczki *R* również wzrośnie i układ elektryczny zostanie wytrącony ze stanu równowagi. Powstały stąd prąd w obwodzie kompensacyjnym wywoła różnicę potencjałów pomiędzy punktami 1 i 2, a różnica ta jest przekazywana na układ lamp katodowych K_1 i K_2 w ten sposób, że napięcie siatki jednej lampy wzrośnie, a drugiej zmaleje. Wskutek tego w obwodzie anodowym pierwszej lampy popłynie prąd większy, a drugiej — mniejszy. Prądy anodowe obu lamp po wzmocnieniu w amplifikatorze *A* zasilają uzwojenia dwóch elektromagnesów. Gdy na skutek różnicy prądów anodowych siły przyciągania obu elektromagnesów będą różne, dźwignia *D* przechyli się w jedną stronę i zamknie obwód jednego mechanizmu np. elektromagnesu, sterującego nastawienie stawidła w kierunku zmniejszającym ilość obrotów tak długo, aż obroty maszyny *M* wrócą do normalnych i napięcie prądniczki *R* zostanie skompensowane napięciem potencjometru *P*.

Jeśli obroty maszyny *M* zmniejszą się, wówczas układ zostanie wytrącony z równowagi w kierunku przeciwnym, wzrost prądów anodowych odbędzie się także w przeciwnym kierunku, dźwignia *D* zostanie przyciągnięta do drugiego elektromagnesu i zamknie obwód mechanizmu nastawiającego stawidło w kierunku zwiększania liczby obrotów *M* tak długo, aż wrócą one do normalnej liczby i w układzie elektrycznym zapanuje znowu równowaga.

Urządzenie to pozbawione jest zupełnie bezwładności i przez dobór amplifikatora *A* można je uczynić czułem nawet na najdrobniejsze zmiany liczby obrotów. By uniknąć przy tem przerzucania i regulację uczynić płynną należy stosować przy mechanizmach sterujących stawidła amortyzatory oliwne. Motyw szybkiego zużycia regulatora przy częstych wahaniach, który nie pozwalał iść zbyt wysoko z czułością regulatora odśrodkowego odpada tutaj zupełnie. Zużycie mocy na poruszanie regulatora, które odgrywało dość dużą rolę w regulatorach odśrodkowych, tutaj odpada prawie zupełnie, gdyż prądniczka pochłania znikomo mało mocy, bowiem w stanie równowagi prąd w jej obwodzie zupełnie nie płynie. Regulator opisany daje się łatwo instalować, wymaga bowiem tylko napędzania prądniczki od wału maszyny *M*, reszta jego części jest przenośna i daje się ustawiać w miejscu najodpowiedniejszem np. na rozdzielczej tablicy.

Z natury samej tego sposobu regulacji wynika, że liczba obrotów maszyny *M* jest utrzymywana stała nawet przy dużych zmianach obciążenia, z zachowaniem tego samego stopnia czułości.

Spółczynnik niejednostajności jest więc równy zeru, co odpowiada stanowi astazji.

Regulator ten posiada ponadto bardzo łatwy sposób zmiany liczby obrotów maszyny podczas biegu. Odbywa się on przez przesuwanie jednego zacisku potencjometru i w ten sposób włączanie coraz większego lub mniejszego napięcia kompensującego. Sposób ten jest łagodny i gwarantuje płynne przechodzenie z jednej liczby obrotów do drugiej. Jeśli przesuwać kontakt potencjometru tak, że będzie on po kolei włączał napięcia od zera do

żądanego, wówczas potencjometr jest niczem innem jak rozrusznikiem maszyny.

Ponieważ siła elektromotoryczna prądniczki *R*, a więc i napięcie na końcówkach potencjometru *P* zależy tylko od ilości obrotów maszyny *M*, więc każdemu położeniu zacisku względnie rączki potencjometru odpowiada pewna określona liczba obrotów maszyny. Wynika stąd prosty sposób nastawiania na żądaną ilość obrotów. Dla nastawienia regulatora na pewną ilość obrotów maszyny *M* przesuwa się rączkę potencjometru tak długo, aż zajmie ona położenie wskazane na skali potencjometru, wywzorcowanej bezpośrednio w obrotach maszyny.

Urządzenie to daje się stosować zarówno do małych maszyn jak i do dużych zespołów bez powiększania jego rozmiarów.

Jeśli zamiast potencjometru w obwodzie kompensacyjnym mieścić prądniczkę napędzaną z wału drugiej maszyny wówczas obroty pierwszej maszyny *M* będą synchronizowane z obrotami tej drugiej maszyny — otrzymamy w ten sposób dyspozycję odpowiednią dla synchronizacji obrotów dowolnego zespołu maszyn np. silników w wielomotorowych płatowcach lub wielosilnikowych okrętach.

USTAWA

z dnia 24 marca 1933 r.

o nadzorze nad zbiornikami pod ciśnieniem[1]).

Art. 1. 1) Zbiorniki, które zawierają gazy wybuchowe o ciśnieniu, przewyższającem atmosferyczne, względnie płyny lub takie materjały, które mogą wytworzyć z jakichkolwiek przyczyn gazy wybuchowe o ciśnieniu wyższem niż atmosferyczne, oraz zbiorniki, zawierające parę wodną, płyny, powietrze lub gazy niewybuchowe o ciśnieniu, przewyższającem trzy atmosfery robocze, podlegają przepisom ustawy niniejszej.

2) Kotły parowe nie podlegają przepisom ustawy niniejszej.

Art. 2. 1) Przepisy o budowie i stanie technicznym zbiorników, wymienionych w art. 1 ust. 1, wydaje Minister Przemysłu i Handlu, zaś przepisy o ustawianiu, używaniu i obsłudze tychże zbiorników wydają: Minister Przemysłu i Handlu w porozumieniu z Ministrem Opieki Społecznej oraz Ministrem Spraw Wewnętrznych po zasięgnięciu opinji izb przemysłowo-handlowych.

2) Przepisy o budowie i używaniu zbiorników, stosowanych przez koleje żelazne, oraz o przewozie kolejami wszelkich zbiorników, wymienionych w art. 1 ust. 1, wydaje Minister Komunikacji.

Art. 3. 1) Nadzór nad wykonywaniem przepisów, wydanych na podstawie art. 2 ust. 1, należy do Ministra Przemysłu i Handlu. Minister Przemysłu i Handlu może zlecić wykonywanie bezpośredniego dozoru nad budową i stanem technicznym tychże zbiorników prywatnym organizacjom, które pozostają pod jego nadzorem i które sprawują swe czynności na podstawie zatwierdzonego przez niego statutu.

2) Organizacje, określone w ustępie poprzednim artykułu niniejszego, sprawują bezpośredni dozór nad zbiornikami, wymienionemi w art. 1 ust. 1, zarówno rządowemi jak i prywatnemi, stosownie do przepisów, wydanych na podstawie art. 2 ust. 1.

3) Nadzór nad zbiornikami, wymienionemi w art. 2 ust. 2, należy do Ministra Komunikacji.

Art. 4. Postanowienia ustawy niniejszej nie ograniczają w niczem uprawnień inspekcji pracy w zakresie nad wykonywaniem przepisów bezpieczeństwa i higjeny pracy oraz uprawnień władz górniczych w zakresie nadzoru nad wykonywaniem przepisów bezpieczeństwa w zakładach, podległych ustawom górniczym.

Art. 5. Za wykonywanie bezpośredniego dozoru nad zbiornikami, wymienionemi w art. 1 i podlegającemi nadzorowi Ministra Przemysłu i Handlu, pobierane będą opłaty w wysokości i w sposób, określony przez rozporządzenie Ministra Przemysłu i Handlu, wadane po zasięgnięciu opinji izb przemysłowo-handlowych.

Art. 6. Winny naruszenia przepisów rozporządzeń, wydanych na mocy ustawy niniejszej, ulegnie w trybie administracyjnym karze aresztu do 3 miesięcy lub grzywnie do 3.000 zł. lub obu tym karom łącznie

Art. 7. Wykonanie ustawy niniejszej porucza się Ministrowi Przemysłu i Handlu oraz Ministrowi Spraw Wewnętrznych, Ministrowi Opieki Społecznej, Ministrowi Komunikacji, każdemu z nich we właściwym zakresie działania.

Art. 8. 1) Ustawa niniejsza wchodzi w życie w trzy miesiące po ogłoszeniu.

2) Na obszarze województwa śląskiego wchodzi w życie piętnastego dnia po ogłoszeniu oświadczenia Prezesa Rady Ministrów o wyrażeniu na nią zgody przez Sejm Śląski.

Prezydent Rzeczypospolitej: *I Mościcki*

Prezes Rady Ministrów: *A. Prystor*

Minister Spraw Wewnętrznych: *Bronisław Pieracki*

Minister Przemysłu i Handlu: *Zarzycki*

Kierownik Ministerstwa Komunikacji: *M. Butkiewicz*

Minister Opieki Społecznej: *Hubicki.*

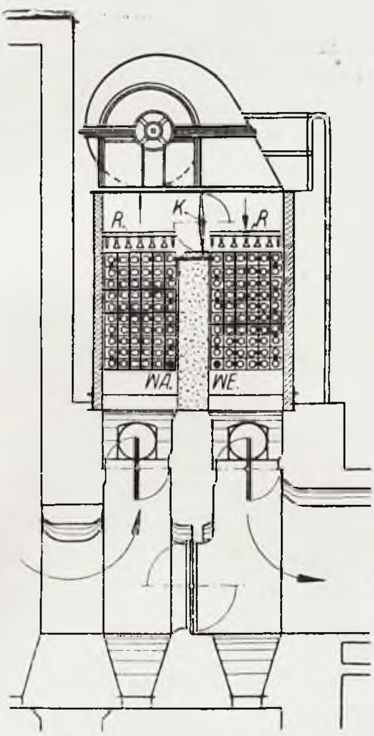
[1]) Por. *Dz. U. Rz. P.*, poz. 234.

KRONIKA TECHNICZNA

Inż. Ign. Gruszczyński.

I. Podgrzewacz z wentylatorem, wytwarzającym sztuczny ciąg [1]).

Podgrzewacze tego rodzaju (rys. 1) stanowią ciekawą nowość w dziedzinie wymiany ciepła. Charakteryzuje je prostota konstrukcji oraz zdolność przystosowywania się do zmiennych warunków pracy. Z wspomnianych względów mogą znaleźć zastosowanie w instalacjach z kotłami o małej powierzchni ogrzewalnej — do 30 m^2, typu zwykłego lub lokomobilowego, gdzie ustawienie podgrzewacza zwykłej konstrukcji nie jest racjonalnem wobec wysokich kosztów zakładowych lub ze względu na słaby ciąg kominowy.



Rys. 1

Sprzęgając wentylator z podgrzewaczem, osiągamy poza innemi korzyściami, wynikającemi z energicznej wymiany ciepła, większą produkcję pary przez spotęgowanie natężenia paleniska, co poważnie podwyższa sprawność instalacji, a w wielu wypadkach czyni zbędnem ustawienie dodatkowego kotła. Dostosowywanie się do zmiennych warunków pracy kotła, a więc do zmiennego zapotrzebowania pary, otrzymujemy przez regulację obrotów wirnika wentylatora dającą się przeprowadzać w szerokich granicach.

Wyniki licznych prób wskazują na znaczne podwyższenie sprawności kotła przy jednoczesnem zwiększeniu produkcji pary, co daje poważną oszczędność na paliwie. W pewnej farbiarni oszczędność ta wyniosła około 20%, a mianowicie — 17% przez podgrzanie wody zasilającej do wyższej temperatury oraz — 3% przez zwiększenie natężenia paleniska. W omawianym wypadku temperatura wody zasilającej przy wlocie do podgrzewacza wynosiła około 20°C. By zapobiec zbytniemu ochładzaniu się gazów, płynących przez baterje rur, włączono do przewodu tłocznego aparat do mieszania wody, przez który strumień wody gorącej, odprowadzonej z podgrzewacza, miesza się z wodą zimną, wskutek czego temperatura wody zasilającej utrzymuje się przy wlocie (do podgrzewacza) na wysokości 35°C;— podwyższa to ciśnienie pompy tłoczącej zaledwie o 0,2 *atn*

W jednej z instalacyj ogrzewalnych zdołano otrzymać produkcję pary w granicach 1200 — 6500 *kg*/godzinę, przystosowując się do zmiennego zapotrzebowania. Spowodowało to odparowywanie wody w przegrzewaczu, jednak bez żadnych zaburzeń w zasilaniu kotła.

Przy małych obciążeniach podgrzewacz pracuje bez wentylatora, a więc tylko na ciąg kominowy, w tym celu otwiera się zasuwę obrotową „*K*" — (rysunek 1).

Podgrzewacz składa się z krótkich rur grzejnikowych żeberkowych; zajmuje mało miejsca, posiada stosunkowo małą wagę, zapewnia jednak wysoki odbiór ciepła. Rury poszczególne łączy się zapomocą elastycznych kształtek, uszczelnionych metalowemi i klingeritowemi uszczelkami, i zostawia się je przy budowie podgrzewacza poza sferą zasięgu gazów. Wzmocnienie ciągu osiągamy zapomocą wentylatora, zmontowanego między baterjami rur bądź z tyłu w zależności od ich układu.

Wentylator posiada stalowy kadłub o podwójnych ścianach, pomiędzy któremi znajduje się izolacja, zapewniającą szczelność i zabezpieczająca od promieniowania. Odpowiednia budowa wentylatora, zwłaszcza wirnika, zapewnia mu wysoką sprawność.

Woda i gazy płyną w kierunku przeciwprądowym. Zasuwa obrotowa „*K*" służy do wyłączania wentylatora.

---

[1]) Por. art. inż. Kratsch'a w Brennstoff und Wärmewirtschaft 1932.

2. Ogrzewanie o szybkim obiegu wody [1]).

Powszechne są narzekania, że w starych instalacjach ogrzewalnych, grzejniki, położone w dużej odległości od kotła, przy niskiej temperaturze zewnętrznej nagrzewają się niedostatecznie, lub, że okres czasu, niezbędny do ogrzania danego pomieszczenia jest zbyt długi. Przy rozbudowie domów, a więc i ich instalacyj ogrzewalnych, zachodzą często trudności powiększenia instalacji z braku miejsca w kotłowni na kocioł dodatkowy, jak również na skutek potrzeby unieruchomienia jej na czas dłuższy. Dr. Balcke zaleca w tych wypadkach, jako środek pomocniczy, wbudowanie w komorę paleniskową kotła ogrzewalnego — wężownicy z rur ciągnionych (bez szwu), włączonej równolegle do komory wodnej kotła celem uzyskania szybszej cyrkulacji wody. Urządzenie to zostało opatentowane pod nazwą — Cobra-Schnellumlaufheizung.

Na rysunku Nr. 1 mamy schemat konstrukcji powyższego urządzenia, zastosowanej w kotle dla ogrzewania parowego niskiego ciśnienia, na rysunku Nr. 2— dla ogrzewania wodnego.

Przepływająca przez wężownicę woda znajduje się pod działaniem temperatury paleniska, nagrzewa się więc szybko do wysokiej temperatury, uzyskując w instalacji wodnego ogrzewania dużą chyżość gorącego strumienia, powodującego przyśpieszenie krążenia wody; w instalacji zaś parowego ogrzewania niskiego ciśnienia tworząca się para zostaje doprowadzona do przewodu parowego, cząstki zaś wody spływają do przewodu prowadzącego kondensaty.

Podobną wężownicę można zastosować (bez uszkodzenia kotła) do kotłów ogrzewalnych wszelkiego rodzaju i wielkości z paleniskami o rusztach płaskich lub schodkowych. Do ogrzewania dalej położonych sal lub garaży, cieplarni i t. p., znajdujących się poza budynkiem, należy zastosować odgałęzienie od wspomnianej wężownicy. W dużych budynkach, w salach gimnastycznych, szkołach i kościołach dzięki temu urządzeniu osiąga się zmniejszenie okresu ogrzewania do 50%, a oszczędność na paliwie w zależności, od rodzaju instalacji, jej wieku i obsługi i waha się w granicach 10 do 25%.

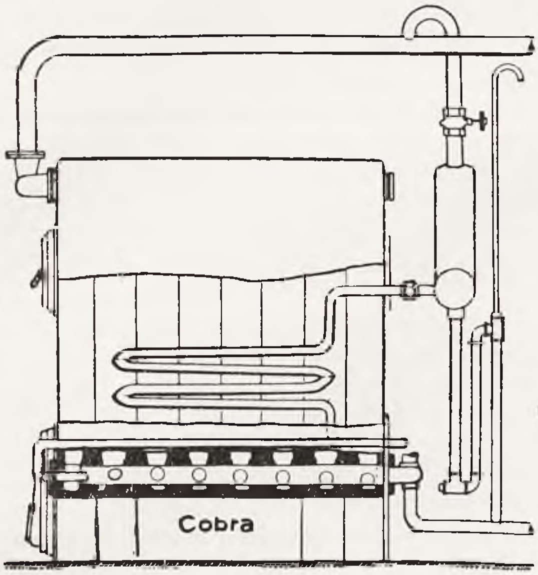
Dzięki możności otrzymywania wody o różnej temperaturze instalacje te mogą znaleźć zastosowanie dla dostarczenia gorącej wody. W tym wypadku należy połączyć zespół równoległe z kotłem buljerowym, jako zbiornikiem gorącej wody, położonym poza instalacją kotłową. Osiąga się przez to możność gromadzenia gorącej wody dla okresów nadmiernego zapotrzebowania ciepła lub dla pracy instalacji w przerwach palenia.

T A B E L A I

		I	II	II
		bez wężownicy	z wężownicą	
Wydajność całkowita (brutto) kotła	*kcal*	530,000	546,000	590,000
„ przeciętna na godzinę	„	71,600	79,500	84,300
Spalono: koksu	*kg*	111	104	118
węgla (w brykietach)	„	5,1	3,1	2,4
drzewa	„	2,5	1,0	1,4
Dostarczono ciepła w paliwie	*kcal*	809,250	746,000	841,850
B I L A N S				
Sprawność kotła (za okres próby)	%	65,5	73,2	70,2
Straty: przez komin	%	14,2	14,5	14,9
w niespalonych gazach	%	5,5	2,7	1,7
w pozostałościach paleniska	%	2,0	2,0	2,0
na promienowanie i t. d.	%	12,8	7,6	11,2
		100,0	100,0	100,0

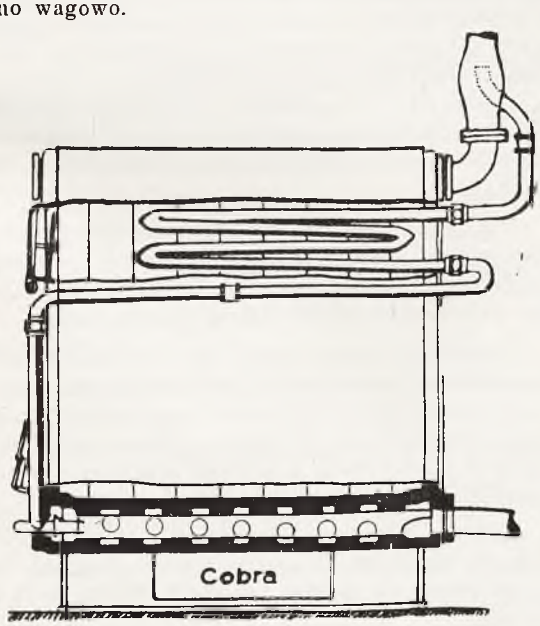
[1]) Por. art. dr. Balcke'go w Brennstöff u. Wärmewirtschaft 1932.

Tabela powyższa podaje wyniki prób, dokonanych w Laboratorjum Ogrzewnictwa i Wentylacji w Hamburgu. Do prób użyto kocioł Strebel'a o pow. ogrzew. 7 m^2. Wbudowana wężownica posiadała powierzchnię ogrzewalną — 0,7 m^2. Do obliczenia wydajności kotła



Rys. 1

ochładzano gorącą wodę w ochładzaczu przeciwprądowym o pow. chłodzenia 5 m^2. Wodę chłodzącą mierzono wagowo.



Rys. 2

Wydajność brutto kotła obliczono, dodając do ilości ciepła, otrzymanego w ochładzaczu, straty w przewodach obliczone i sprawdzone doświadczalnie. Strata ciepła w przewodach między kotłem i ochładzaczem wyniosła przeciętnie 2.8%. Przed kilku laty zbudowano kilka takich urządzeń, lecz dały one wyniki ujemne. Tłomaczy się to nieumiejętnem rozwiązaniem konstrukcyjnem, które zależy przedewszystkiem od właściwego układu wężownicy ze stanowiska wyzyskania ciepła paliwa. Dzięki wprowadzeniu wężownicy do komory paleniskowej mamy możność wyzyskania ciepła, zawartego w spalinach, a odpływającego bez pożytku do komina jednak tylko w tych wypadkach, gdy temperatura spalin jest dostatecznie wysoka. Urządzenie to nie może być stosowane, gdy temperatura spalin znajduje się w granicach 130 — 150°*C*, gdyż dalsze obniżenie temperatury przez wężownicę, powoduje zmniejszenie ciągu kominowego i skraplanie się zawartej w spalinach pary wodnej, oraz tworzenie się kwasu siarkowego niszczącego ścianki kotła.

3. Normy olejów pędnych [1]).

Grazer Waggon-und Maschinen-Fabriks Aktiengesellschaft vorm. Joh. Weitzer, Graz. ustaliła dla bezsprężarkowych silników Diesel'a (dwu i czterosusowych), następujące normy olejów pędnych. Ciężar właściwy przy 20°C

normalnie 0,86 0,87 g/cm^3 . .	max 0,91 g/cm^3
Punkt zapłonu w otwartym tyglu— .	poniżej 110°C
z uwagi na przepisy ogniowo-policyjne	powyżej 65°C
Wiskoza przy 20°C, według Englera .	poniżej 2,5°
Punkt gęstnienia, olej jeszcze płynny	przy 0°C
Zdolność ulatniania się: do 350°C powinno się przedestylować conajmniej	60% objęt.
początek analizy wrzenia przy około	200°C
Zawartość: wody	najwyżej 0,5 %
siarki . . .	„ 1,0 %
niepalnych części (popiołu)	„ 0,02%
nierozpuszczalnych części w norm. benzynie . .	„ 0,05%
pozostałość po koksowaniu	„ 0,05%
wodoru . . .	najmniej 12,0%
Dolna wartość opałowa 1 *kg* . .	„ 9900 *Kal*
Górna „ „ 1 *kg* . .	„ 10600 *Kal*

Podczas 24-godzinnego ogrzewania oleju do 120°C nie powinny się w nim tworzyć wydzieliny.

K. B.

[1]) Normy olejów pędnych w Anglji, Szwajcarji i Stanach Zjednoczonych podano w Nr. 8 *Techniki Cieplnej* z roku 1930 (str. 159).

PRZEGLĄD KSIĄŻEK

Stanisław Śliwiński. **Zużycie energji mechanicznej w cukrowniach. Str. VII + 229.** Wydanie Instytutu Przemysłu Cukrowniczego w Polsce. Warszawa 1933.

Książka powyższa jest wynikiem wieloletnich prac i obserwacyj autora, prac, które bynajmniej nie są ukończone i prowadzone są nadal na terenie Instytutu Przemysłu Cukrowniczego w Polsce.

Książka traktuje o zużyciu energji mechanicznej w cukrowniach nowoczesnych, a więc zelektryfikowanych, gdyż w takich jedynie cukrowniach możliwe jest przeprowadzenie szczegółowych badań, jakie są w tem wydaniu zebrane.

Przeznaczona jest ona przedewszystkiem dla osób pracujących na polu cukrownictwa.

Dlatego, omawiając zużycie energji dla napędu jakiegokolwiek mechanizmu w cukrowni, autor przypuszcza dokładną znajomość ze strony czytelnika urządzeń cukrowni i nie wchodzi w opisy i wyjaśnienia urządzeń lub procesów fabrykacyjnych.

Przeznaczając książkę dla osób pracujących w cukrownictwie, lecz nie mających specjalnego przygotowania w dziedzinie elektrotechniki, autor prawie trzecią część książki poświęca zaznajomieniu czytelnika z takim zakresem elektrotechniki, jaki potrzebny jest dla zrozumienia dalszej treści, a przedewszystkiem zaznajomieniu z metodami pomiarów.

Zamierzając pobudzić swych czytelników do zbierania dalszych obserwacyj, ku czemu jest zawsze sposobność w cukrowni, autor liczy się z tem, że w wielu wypadkach nie jest możliwe wykonywanie w warunkach ruchu cukrowni pomiarów zbyt skomplikowanych, a dlatego ogranicza często metodę pomiarów do stosowania prostszych przyrządów, jak amperomierze i liczniki. Podaje przytem wyczerpujące wyjaśnienia, jak na podstawie tych obserwacyj wnioskować można o poborze mocy, chociażby z pewnem przybliżeniem. W tym celu wprowadza autor szereg pomocniczych tablic i pomysłowych wykresów, aby umożliwić np. na podstawie wskazań amperomierza ustalenie, w jakim stopniu silnik jest obciążony.

Dalsze działy książki poświęcone są oświetleniu bogatego materjału doświadczalnego, dotyczącego pomiaru zużycia energji czy to w poszczególnych mechanizmach, czy w pewnych działach, czy też wreszcie w całej cukrowni.

Książka zawiera przeszło 80 wykresów wykonanych przy pomocy samopiszących przyrządów pomiarowych w zastosowaniu do różnych mechanizmów.

Ten bogaty materjał, materjał doświadczalny jest sam przez się cennym wkładem.

Autor nie ograniczył się jednak do zebrania tego materjału, lecz poddał go opracowaniu w sposób, który czyni książkę zajmującą nie tylko dla czytelnika, pracującego w dziedzinie cukrownictwa.

Rozpatrywana z tego punktu widzenia książka, choć przeznaczona dla wąskiego grona fachowców, może być przykładem prawdziwie inżynierskiego ujęcia tematu.

Autor poddaje zebrany materjał szczegółowej analizie. W celu więc wyzyskania go dla kontroli ruchu i przy projektowaniu nowych urządzeń autor stosuje metodę przeliczenia potrzebnych mocy na średni przerób cukrowni na dobę, przyczem w wielu wypadkach otrzymuje wyniki bardzo zbliżone, niezależnie od tego, że pochodzą z różnych cukrowni.

W innych wypadkach, gdy odchylenia od średnich liczb są znaczne, autor bada je, przychodząc w niektórych wypadkach do wniosku, że ten czy inny mechanizm wymaga dalszych udoskonaleń i dodatkowych badań. Oczywiście nawet te ujemne wyniki są nadzwyczaj cenne, przedewszystkiem dla konstruktorów tych mechanizmów.

Opracowany w ten sposób materjał ma niezwykłą wartość, gdy chodzi o projektowanie czy to nowych cukrowni, czy też instalowanie nowych urządzeń. Nie można bowiem opierać się jedynie na informacjach podawanych przez wytwórców odpowiednich mechanizmów; jak zawodne są często takie informacje, otrzymane na podstawie mylnych założeń teoretycznych lub prób zbyt odbiegających od rzeczywistych warunków ruchu, wynika z kilku jaskrawych przykładów, przytoczonych przez autora, które wykazują, że moce silników, dobranych na podstawie wskazówek dostawcy urządzenia mechanicznego, okazały się trzykrotnie większe od mocy rzeczywiście potrzebnych w tych wypadkach.

Pozatem z analizy zebranego materjatu wypływa, w jaki sposób cukrownia, stosując metody pomiarów, zalecane przez autora, może stwierdzać różne usterki ruchu i mieć możność łatwiejszego usunięcia ich.

Zaznaczyć jeszcze należy, że w książce obszernie są traktowane zagadnienia zapotrzebowania energji w ruchu pomp i wirówek, wobec czego te działy książki mogą zainteresować inżynierów ruchu pracujących w licznych przemysłach, w których urządzenia te mają szerokie zastosowanie.

Zebrany w książce imponujący materjał doświadczalny jest wynikiem, jak zaznaczono w znacznej mierze prac autora na terenie Instytutu Przemysłu Cukrowniczego.

Dodatnie rezultaty działalności Instytutu mogą być zachęcającym przykładem dla innych działów przemysłu, jedynie bowiem zbiorowa praca pod wytrawnem kierownictwem, jak w danym wypadku, może dać we względnie krótkim czasie bogate wyniki, jakie nie mogłyby być osiągnięte przez poszczególne przedsiębiorstwa.

Trzeci kongres opalania przemysłowego

(październik 1933).

Wzorem poprzednich kongresów, które odbyły się w 1923 i w 1928 r. postanowiono zwołać w 1933 r. kongres podobny, uzupełniony jak i kongresy dawniejsze wystawą, której oficjalne otwarcie wyznaczono na dzień 9 października 1933 roku.

Trzeci ten z kolei kongres odbędzie się pod patronatem prezydenta Rzeczypospolitej Francuskiej, pod przewodnictwem honorowem Henryka Le Chatelier'a oraz pod kierownictwem faktycznem generalnego inspektora górnictwa i prezesa komisji maszyn parowych p. Walckenaer'a.

Kongres poświęcony będzie badaniom naukowym, technicznym i ekonomicznym w zakresie wydobycia i wyzyskania paliwa, opalania kotłów parowych i innych wytwornic pary, pieców i termicznych urządzeń przemysłowych, bezpośredniego wyzyskania paliwa w silnikach, wytwarzania i wyzyskania ciepła i zimna. Wszystkie te zagadnienia będą rozpatrywane równolegle w ramach sześciu grup rozkładających się z kolei, odpowiednio do potrzeby na dwie lub trzy sekcje.

Szczegółowy program obrad kongresu przedstawia się następująco:

Grupa I. Ogólne zagadnienia naukowe.

Przewodniczący grupy: Jouguet, membre de l'Institut.

Sekcja I. Definicje, symbole i terminologja. Badania i doświadczenia naukowe.

Sekcja II. Prawa spalania, zagadnienie ciągu; prawa przenoszenia ciepła, obiegi termiczne i t. p.

Sekcja III. Zachowanie się tworzyw, w szczególności zaś metali wobec ciepła.

Grupa II. Przygotowanie i wydobycie paliwa.

Przewodniczący grupy: Etienne, inspecteur général des Mines.

Sekcja I. Paliwo stałe, koks, półkoks, pył węglowy.

Sekcja II. Paliwa ciekłe, paliwa syntetyczne.

Sekcja III. Paliwo lotne, gazy wielkopiecowe, gazy z pieców koksowych, produkty poboczne.

Grupa III. Wytwarzanie i wyzyskanie pary.

Przewodniczący grupy: Sauvage, inspecteur général des Mines.

Sekcja I. Opalanie i warunki działania kotłów parowych, palenisk, przenoszenia ciepła, przegrzewaczy, ogrzewaczy powietrza i wody. Para wysokoprężna. Wielkie siłownie.

Sekcja II. Bezpieczeństwo pracy i urządzenia pomocnicze kotłowni, zwalczanie dymu, kurzu, prowadzenie i automatyczne regulowanie paleniska.

Sekcja III. Systematyczne wyzyskanie pary i ciepła, ciąg sztuczny, zasobnice pary, kondensacja, wyzyskanie pary wylotowej.

Grupa IV Piece i różne inne termiczne urządzenia przemysłowe.

Przewodniczący grupy: Damour, professeur du Conservatoire National des Arts et Métiers.

Sekcja I. Piece metalurgiczne, ceramiczne i t.p. gaźnice, piece elektryczne.

Sekcja II. Przenoszenie i wyzyskanie ciepła dla ogrzewania lokali, suszenia i t. p.

Sekcja III. Palniki. Spawanie i cięcie metali.

Grupa V. Bezpośrednie zastosowanie paliwa w silnikach.

Przewodniczący grupy: Dumanois, inspecteur général de l'Aéronautique.

Sekcja I. Silniki szybkobieżne. Silniki samochodowe i lotnicze.

Sekcja II. Silniki Diesel'a i inne silniki spalinowe oraz ich zastosowanie w różnych działach przemysłu.

Grupa VI. Zagadnienia ekonomiczne i różne.

Przewodniczący: Loiret, inspecteur général des Mines.

Sekcja I. Ekonomiczne zalety instalacyj różnych typów, sposobów wyzyskania paliwa, stosowania mieszanek paliwowych.

Sekcja II. Zagadnienia ekonomiczne związane z wytwarzaniem ciepła i zimna, obliczenia termiczne, nauczanie, dobór i szkolenie personelu.

Zgłoszenia uczestnictwa w kongresie oraz deklaracje o zapowiedzianych referatach przesyłać należy pod adresem Pierre Couturaud, secrétaire général du congrès, 5, rue Michel-Ange à Paris. Kongresowi towarzyszyć będzie wystawa, która odbędzie się jak w r. 1928 w Palais des Expositions de la Ville de Paris przy Porte de Versailles. Kierownictwo wystawy zostało powierzone p. Jacques Compère, ingénieur-directeur de l'Association Parisienne, commissaire général.

Wystawa stanowić będzie uzupełnienie i dodatkowe oświetlenie referatów zgłoszonych na kongres.

Wystawa będzie otwarta od soboty dnia 7 października do niedzieli dnia 22 października 1933 roku.

Zgłoszenia udziału w wystawie przyjmowane są do dnia 30 czerwca 1933 r.

Nowe wydawnictwa.

Prof. inż. *Z. Bielski.* Ignacy Łukasiewicz wynalazca nafty świetlnej. 1932. Odbitka z „Przemysłu Naftowego".

Prof. inż. *Z. Bielski.* O terenach naftowych w Iraku. 1932. Odbitka „Przemysłu Naftowego".

A. Bolewski. Przyczynek do znajomości antraksolitu. 1930. Odbitka z VII Rocznika Polskiego Towarzystwa Geologicznego.

Inż. *A. Kuhl.* Zarys budowy geologicznej złóż soli kamiennej w Bochni i Wieliczce. 1932. Odbitka z Przeglądu Górniczo-Hutniczego.

B. Kustro. Z petrografji soli kamiennej w Bochni. Kraków 1931. Odbitka z VII Rocznika Polskiego Towarzystwa Geologicznego.

Wystawy i Muzea.

Muzeum Przemysłu i Techniki.

(Prace nad organizacją)

Prace nad organizacją tej tak potrzebnej dla kraju placówki posuwają się żwawo naprzód. Dziesięć komisji fachowych pod przewodnictwem znanych specjalistów ze sfer profesorskich i przemysłowych pracuje nad ustaleniem idealnego planu zobrazowania w ramach Muzeum całokształtu przemysłu i techniki z tem, że realizacja będzie postępować kolejnemi etapami, przyczem 1 faza organizacji Muzeum ma być zakończona bezwzględnie do dnia 1 października b. r.

Dyrekcja Muzeum czyni energiczne zabiegi w celu wydobycia z różnych instytucyj, fabryk, uczelni technicznych i t. d. jaknajwięcej eksponatów charakterystycznych pod względem dydaktycznym wzgl. historycznym. Niezależnie od tej akcji są w opracowaniu różne nowe modele oraz szereg tablic poglądowych, których zadaniem będzie zilustrowanie kolejnych faz produkcji szeregu przedmiotów produkowanych przez przemysł Równolegle z powyższemi programami pracami postępuje również akcja w kierunku skoordynowania pracy innych muzeów stołecznych o charakterze technicznym, w tem założeniu, że z czasem wszystkie te placówki winny się połączyć w jedną całość.

W imię tej zdrowej idei Zarząd Muzeum Przemysłu i Techniki zdołał już nawiązać jaknajściślejszą współpracę z Muzeum Kolejowem, Muzeum Tramwajów i Autobusów oraz Muzeum Filtrów i Kanalizacji.

Dyrekcja Muzeum zwraca się z gorącym apelem do ogółu techników i sympatyków o nadsyłanie informacyj o posiadanych prywatnych zbiorach, któreby się mogły przyczynić do wzbogacenia centralnych zbiorów.

W drodze takiej współpracy i zaufania poszczególne kraje europejskie zyskały piękne świątynie techniczne, których zadaniem jest pogłębianie kultury technicznej szerokich sfer ludności.

Wszelkie zgłoszenia oraz korespondencję załatwia Dyrekcja Muzeum Przemysłu i Techniki, mieszcząca się w gmachu przy ul. Krakowskie Przedmieście 66, parter, tel. 693-40.

Część działów muzealnych będzie się mieścić w gmachu 3 piętrowym przy ul. Tamka,—część w gmachu przy ul. Krakowskie Przedmieście.
